

# EVALUASI DISAIN ALAT PENUKAR PANAS JENIS CANGKANG DAN TABUNG (SHELL AND TUBE)

Frederikus Konrad

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik UPN "Veteran" Jakarta  
Jl. RS. Fatmawati Pondok Labu Jakarta Selatan - 12450  
Telp. 021 7656971 E-mail: frederikus\_konrad@yahoo.com

---

## Abstract

*Energy is an essential for the survival of mankind. For that we need a tool that can process them properly where heat exchangers are one tool that can process the energy. In order to process an accurate calculation of energy required and appropriate for greater efficiencies generated resulting in an energy savings For accuracy and ease of design of heat exchangers, especially in the planning of thermal and while doing calculations manually, which put emphasis on the evaluation of heat exchanger design. Conducted in this study is to analyze the design of a heat transfer type of shell and tube to evaluate the mechanical design and performance evaluation. Method of calculation using the method of Bell-Dellaware while the standard for evaluating the mechanical design is the TEMA and HEDH Results obtained in accordance with the standard design, while the larger heat capacity (over-Designed) of the requested where  $Q_{actual} = 11005.435 \text{ kW}$  and  $Q = 3864.841 \text{ kW}$  required*

**Key Words:** *An Accident, manifest Variable and Latent Variable*

---

## PENDAHULUAN

Energi dalam era industrialisasi saat ini menempati posisi penting dan berpengaruh sangat penting dalam berbagai kegiatan manusia, terutama di sektor industri, seperti pada industri energi, industri logam, industri petrokimia dan industri-industri lainnya. Sumber-sumber energi yang dipergunakan pada industri tersebut sebelum dimanfaatkan dalam bentuk energi yang berguna terlebih dahulu dilakukan beberapa proses transfer energi atau konversi di dalam suatu peralatan yang dinamakan alat penukar panas (*Heat Exchanger*) dimana alat tersebut merupakan sumber dari penelitian kali ini. Dari sisi media yang digunakan untuk pertukaran energi panas tersebut biasanya dipakai air panas, air dingin, uap kering, uap panas lanjut dan lain sebagainya.

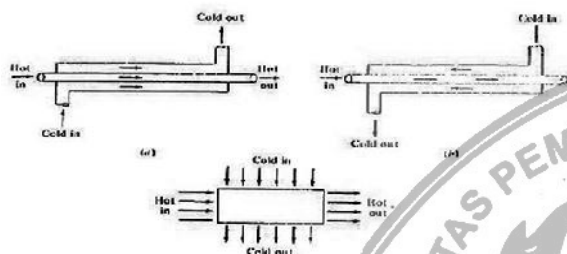
Untuk mendapatkan energi yang berguna dan dapat dimanfaatkan secara maksimum, alat penukar panas harus memiliki kinerja (*performance*) yang baik. Selain itu, dengan semakin mahalnya biaya energi dari tahun ke tahun dan semakin terbatasnya persediaan sumber – sumber energi maka konservasi dan efisiensi penggunaan energi harus dilakukan sebaik mungkin dengan menyesuaikan kondisi fisik suatu alat penukar panas dengan keadaan lingkungannya.

Alat penukar panas yang banyak dipergunakan di dunia industri adalah jenis cangkang dan tabung (*shell and tube*). Salah satu contoh penggunaan penukar panas jenis cangkang dan tabung ini adalah sebagai pendingin air (*water cooler*). Di dalam alat penukar panas ini, air yang lebih panas (temperatur lebih tinggi) didinginkan oleh air yang lebih dingin (temperatur lebih rendah). Pada umumnya air yang lebih panas mengalir di dalam tabung, sedangkan air yang lebih dingin mengalir di dalam cangkang. Beberapa cara dapat dilakukan untuk melakukan analisis, misalnya dengan melakukan pengujian di lapangan. Dengan cara ini, data yang diperoleh dari pengujian tersebut dianalisis untuk menentukan kinerjanya. Namun demikian terdapat cara lain, yaitu dengan melakukan analisis terhadap disain penukar panas tersebut. Dari hasil analisis tersebut akan ditentukan apakah kinerja yang telah ditetapkan akan dapat terpenuhi oleh disain penukar panas tersebut. Selain itu, peneliti akan menentukan pula bahwa apakah penukar panas telah dirancang dengan baik.

## Alat Penukar Panas Jenis Cangkang dan Tabung

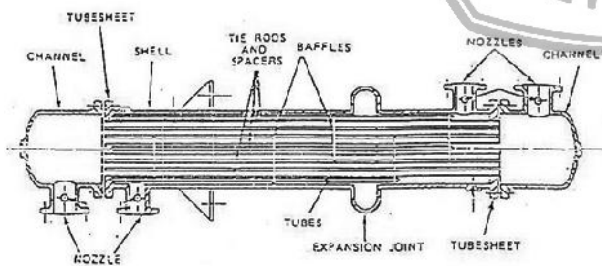
Alat penukar panas (APP) tipe cangkang dan tabung yang paling sederhana ditunjukkan dalam

gambar 1. Alat penukar panas ini terdiri dari sebuah tabung yang terletak konsentrik di dalam tabung lainnya yang merupakan cangkang untuk susunan ini. Fluida kerja yang satu mengalir melalui tabung pada bagian dalamnya sedangkan fluida kerja yang lainnya mengalir melalui cincin atau annulus yang terbentuk antara pipa bagian dalam dan pipa bagian luar. Aliran fluida yang mengalir di dalamnya hanya terjadi satu aliran, oleh sebab itu susunan ini disebut penukar panas satu lintasan (*single pass*). Jika kedua fluida kerja mengalir dalam arah yang sama maka alat penukar panas ini disebut tipe aliran searah (*parallel flow*), sedangkan jika alirannya berlawanan arah disebut aliran lawan (*counter flow*). Bila kedua fluida kerja yang mengalir sepanjang permukaan perpindahan panas bergerak saling tegak lurus, maka alat penukar panas ini disebut aliran menyilang (*cross flow*).



**Gambar 1**(a)Aliran searah,  
(b)Aliran berlawanan arah, (c)Aliran silang

Gambar 2. menunjukkan sebuah alat penukar panas dengan satu lintasan tabung dan satu lintasan cangkang, bersekat – sekat lintang, tipe sekat-sekat lintangnya dari tipe segmen (*segmental baffle*).

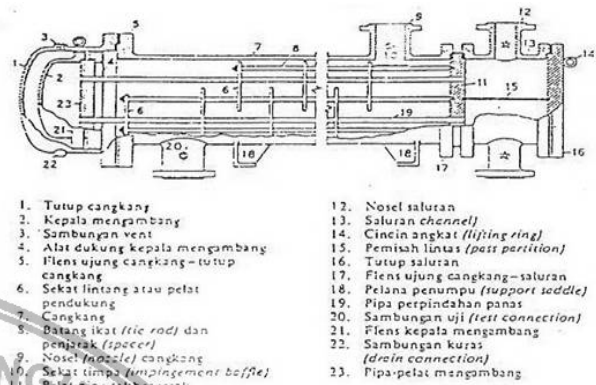


**Gambar 2.**

Alat penukar panas cangkang dan tabung dengan sekat-sekat segmen satu lintasan tabung dan satu lintasan cangkang

Alat penukar panas pada Gambar 2. mempunyai pelat tabung yang terpasang mati (*fixed tube shell*) di tiap ujung dan tabung-tabungnya dilas atau diregangkan (*expanded*) ke dalam pelat-pelat itu. Sifat yang kurang menguntungkan adalah tidak dapatnya berkas tabung dicabut untuk dibersihkan.

Kekurangan-kekurangan ini dapat diatasi dengan mengubah rancang bangun dasarnya seperti ditunjukkan pada Gambar 3. berikut ini. Dalam susunan ini satu pelat tabung (*tube sheet*) terpasang mati (*fixed*) tetapi plat lainnya dibuat pada suatu tutup kepala mengambang (*floating head*) yang memungkinkan berkas tabung bergerak relatif terhadap cangkang. Pelat tabung mengambang diklem diantara kepala mengambang dan sebuah flens sehingga dimungkinkan untuk mengeluarkan berkas tabung untuk dibersihkan.

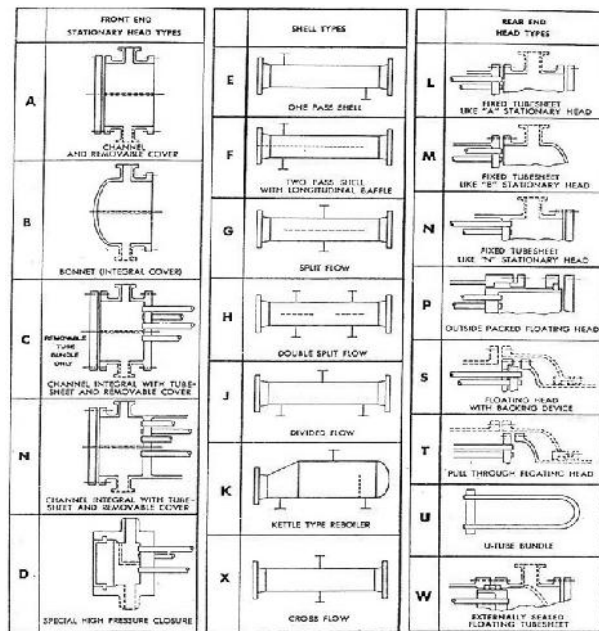


**Gambar 3.** Alat Penukar Panas cangkang dan tabung dengan *Floating Head*

### Pembagian Alat Penukar Panas cangkang dan tabung Berdasarkan TEMA

TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) mengelompokkan penukar panas cangkang dan tabung ke dalam 3 kelompok sesuai dengan penggunaannya, yaitu: (1) Alat penukar panas kelas “R” yang dipergunakan pada industri minyak dan peralatan yang berhubungan dengan proses tersebut, (2) Alat penukar panas kelas “C” yang umumnya dipergunakan pada keperluan komersial, dan (3) Alat penukar panas kelas “B” yang banyak dipergunakan pada proses kimia. Kelas R,B,C ini semuanya adalah alat penukar panas yang tidak dibakar, tidak sama dengan dapur atau ketel uap.

Sedangkan, menurut disain mekanik cangkang, TEMA mengenal penukar panas cangkang dan tabung dalam berbagai tipe. Masing-masing tipe konstruksi diberi notasi alfabet seperti terlihat pada Gambar 4. Sebagai contoh untuk suatu penukar panas cangkang dan tabung dengan konstruksi aliran cangkang satu lintasan, menggunakan tabung berbentuk U dan dengan konstruksi tutup depan (*front end*) jenis Bonnet dikenal dengan penukar panas tipe BEU.



**Gambar 4.**

Tipe TEMA Standar Untuk Alat Penukar Panas  
Jenis cangkang dan tabung

### Diameter dan panjang tabung

Tabung dapat dikatakan sebagai urat nadi pada alat penukar panas. Di dalam dan di luar tabung mengalir fluida yang mempunyai sifat-sifat fisik serta jenis yang berbeda. Kedua ujung tabung ini dirol pada *tube sheet* untuk mencegah bocoran fluida yang menyebabkan fluida terkontaminasi. Tabung ditahan dengan sekat (*baffle*) untuk mempertahankan posisi tabung dan mencegah getaran yang kemudian dimasukkan kedalam cangkang dalam bentuk *tube bundle*. Khusus untuk tabung U, tabungnya dibengkokkan sesuai dengan jari-jari yang diijinkan.

Pemilihan yang baik untuk tabung adalah jenis bahan tabung yang sesuai dengan temperatur. Ukuran tabung yang menyangkut diameter dan panjangnya adalah diameter yang biasa digunakan antara 5/8 inch (15,875 mm) sampai dengan 2 inch (50,8 mm) OD (*out side diameter*) sedangkan panjang tabung yang biasa digunakan antara lain 6 ft (1,8 m), 8 ft (2,4 m), 12 ft (3,6 m) dan 16 ft (4,9 m).

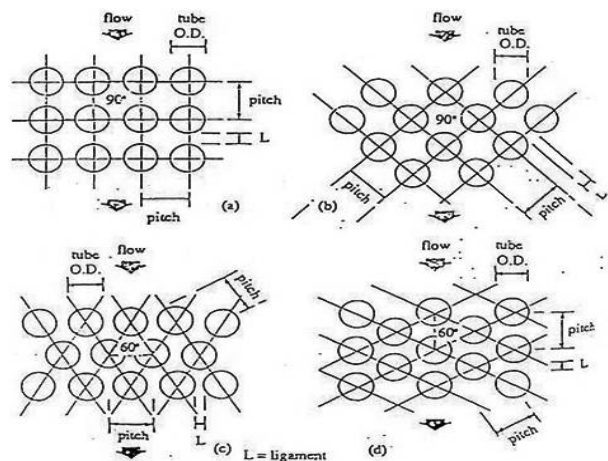
### Tebal, Jarak dan Susunan Tabung

Tebal dinding tabung harus dipilih yang sesuai untuk melawan tekanan di dalam dan di luar tabung atau perbedaan tekanan maksimum yang menyeberang dinding tabung. Akan tetapi dalam banyak hal tekanan tidak mempengaruhi faktor dalam penentuan tebal dinding.

Jarak pusat tabung (*tube pitch*) ini erat hubungannya dengan ukuran tabung, susunan tabung dan sistem pembersihan di luar tabung. Umumnya jarak tabung berkisar 1,25 sampai dengan 1,50 kali diameter luar (tidak boleh kurang dari 1,25 diameter luar). Untuk membersihkan sisi luar tabung secara mekanik maka jarak itu dapat ditambah sebesar minimum 0,25 inch (6,35 mm) atau untuk fluida bersih 0,125 inch (3,175 mm).

Susunan tabung ini sangat penting, sebab akan mempengaruhi baik buruknya perpindahan panas. Kemampuan perpindahan panas ini dipengaruhi oleh besarnya luas permukaan, tergantung dari panjang ukuran dan jumlah tabung yang dipengaruhi pada alat penukar panas tersebut.

Beberapa susunan tabung pada alat penukar panas, antara lain (1) **Susunan bujursangkar (*square*) 90°**. Susunan ini digunakan untuk fluida yang kotor, atau yang mudah menimbulkan pengotoran karena pembersihannya dapat dilakukan secara mekanikal. Susunan ini digunakan pada jenis aliran turbulen, sedangkan pada laminar hasilnya kurang baik. (2) **Susunan belah ketupat (*rotated square*) 45°**. Susunan ini dapat digunakan untuk fluida yang kotor, tetapi aliran yang digunakan adalah aliran laminar. Pembersihannya dapat dilakukan secara mekanikal. (3) **Susunan segitiga (*triangular pitch*) 30°**. Susunan 30° ini sangat populer dan baik, fluida yang dipergunakan diusahakan fluida yang bersih (*non fouling*). Pembersihan tube dilakukan secara kimia dan dapat dipakai pada semua jenis aliran. (4) **Susunan segitiga diputar (*rotated triangular*) 60°**. Susunan ini tidak sepopuler susunan sebelumnya karena karakternya lebih jelek dan perpindahan panasnya tidak baik. Fluida yang digunakan adalah fluida bersih.



**Gambar 5.** Susunan Tabung



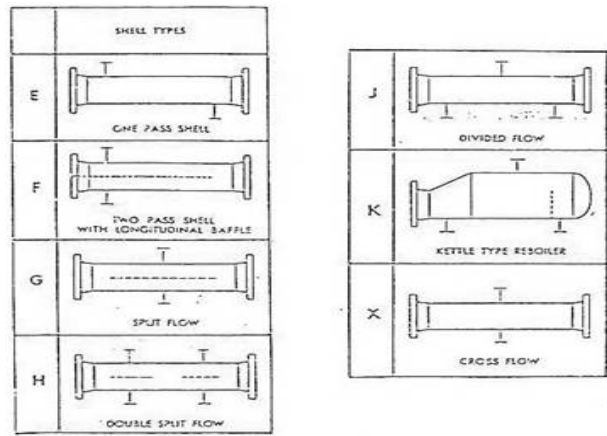
## Cangkang

Cangkang adalah bagian tengah alat penukar panas jenis cangkang dan tabung yang merupakan rumah bagi berkas tabung. Antara cangkang dan berkas tabung terdapat fluida yang menerima atau melepaskan panas sesuai dengan proses yang terjadi. Setiap pabrik dalam fabrikasinya mempunyai diameter cangkang standar sendiri, tetapi dalam rentang ukurannya yang bergantung pada standar pipa yang tersedia dan ruangan untuk tempat alat penukar panas (pipa). Di lapangan biasanya diameter luar cangkang adalah 457–610 mm (18–24 in). Secara umum dapat diperlihatkan beberapa macam cangkang yang dapat dipergunakan untuk alat penukar panas berdasarkan TEMA (lihat Gambar 6.) yaitu:

- |         |   |  |
|---------|---|--|
| a. Tipe | E | Aliran satu lintasan                             |
| b. Tipe | F | Aliran dua lintasan dan sekat longitudinal       |
| c. Tipe | G | Aliran dipisah ( <i>split flow</i> )             |
| d. Tipe | H | Aliran yang diganda ( <i>double split flow</i> ) |
| e. Tipe | J | Aliran yang dibagi ( <i>divided flow</i> )       |
| f. Tipe | K | Shell tipe cerat ( <i>ketel reboiler</i> )       |
| g. Tipe | X | Aliran menyilang ( <i>cross flow</i> )           |

Masing-masing cangkang mempunyai karakteristik tersendiri sehingga diperlukan pertimbangan dalam menentukan pemilihan penggunaannya. Jenis cangkang yang banyak digunakan adalah jenis satu lintasan (tipe E) karena paling ekonomis, efisiensi termalnya baik dan faktor koreksi untuk selisih temperatur rata-rata tinggi. Cangkang dua lintasan digunakan bila temperatur cangkang dan tabung tidak dapat dibagi adalah untuk mengurangi penurunan tekanan sisi cangkang karena penurunan tekanan merupakan faktor kontrol pada perencanaan dan operasi alat penukar panas.

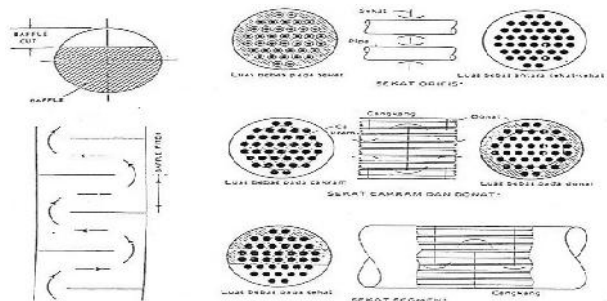
Tabung yang sudah dirakit menjadi berkas tabung dimasukkan ke dalam cangkang, dengan berkas tabung sudah dilengkapi dengan sekat (baffle). Agar mudah memasukkan ke dalam cangkang, antara sekat dan cangkang harus ada celah (*clearance*). Celah ini tidak boleh terlalu besar karena akan mempengaruhi aliran fluida di luar tabung, sebab semakin besar celah ini akan semakin besar pula kebocoran antara cangkang dengan sekat.



Gambar 6. Tipe-tipe cangkang

## Sekat tipe lintang (cross type baffle)

Sekat mempunyai fungsi sebagai berikut (1) struktur untuk menahan berkas tabung, (2) damper untuk menahan atau mencegah terjadinya getaran (*Vibration*) pada tabung, dan (3) sebagai alat untuk mengontrol, mengarahkan atau membagi aliran fluida yang mengalir di luar tabung (*shell side*) sehingga alirannya bersilangan dengan berkas tabung. Selain menaikkan koefisien perpindahan panas, di sisi lain sekat juga mengakibatkan penurunan tekanan. Jarak antara sekat disebut *baffle spacing* atau *baffle pitch*. Makin kecil *baffle pitch* makin tinggi kecepatan aliran silangnya, makin tinggi koefisien perpindahan panasnya dan makin besar penurunan tekanannya. *Baffle pitch* biasanya dipasang pada nilai yang memberikan kecepatan aliran tertinggi dan koefisien perpindahan panas yang tertinggi pada batas ijin penurunan tekanan yang diperbolehkan. Hal ini akan memberikan desain yang optimum. Nilai minimum untuk *baffle spacing* biasanya adalah 1/5 dari diameter cangkang dan tidak boleh kurang dari 50,8 mm (2 in). Tipe sekat yang umum digunakan adalah tipe segmen (*segmental baffle*), sedangkan tipe yang lain adalah tipe rod baffle.



Gambar 7.

Sekat jenis segmen dan tipe-tipe segmental yang biasa digunakan

Pemotongan sekat (*baffle cut*) adalah sekitar 15–40% untuk *segmental baffle* dan 20–30% untuk *double segmental baffle*. Lintasan tabung yang melewati *baffle windows* tidak ditahan sepanjang jarak. Sekat untuk *single* dan *double segmental* sejarak tiga sekat untuk tipe *triple segmental*. Pemilihannya dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Orientasi tepi sekat

**PELAYANAN TEPI BAFFLE KETERANGAN**

Fasa tunggal fluida bersih	Salah Satu /horizontal lebih umum	-
Fasa tunggal fluida kotor	Vertikal	Mencegah pengendapan/kotoran
Condensing	Vertikal	Memungkinkan terjadinya kondensat
Penguapan	Salah satu	Horizontal untuk mencegah stratifikasi

**Tebal dari Celah sekat (*Clearance baffle*)**

Tebal sekat untuk alat penukar panas menurut TEMA dapat dilihat pada Tabel 2.

**Tabel 2.** Tebal sekat

Nominal Shell I.D.	Plate Thickness Distance between adjacent full diameter baffles, supports or the unsupported tube length between other type baffles					
	12 Inc	12-24 Inc	24-36 Inc	36-48 Inc	48-60 Inc	>60
6-14	1/16	1/8	3/16	1/4	3/8	3/8
15-28	1/8	3/16	1/4	3/8	1/2	1/2
29-38	3/16	1/4	5/16	3/8	5/8	5/8
39-60	1/4	1/4	3/8	1/2	5/8	5/8

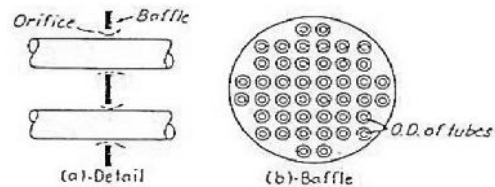
  

Nominal Shell I.D.	Plate Thickness Distance between adjacent full diameter baffles, supports or the unsupported tube length between other type baffles				
	<24 Inc	24-36 Inc	36-48 Inc	48-60 Inc	>60
61-100	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4

Tebal sekat tipe cross bergantung pada diameter cangkang, tetapi biasanya berkisar dari 3,2–19 mm (1/8– $\frac{3}{4}$  in). Celah sekat (*Baffle clearance*) adalah ruang diantara diameter dalam cangkang dengan diameter luar sekat. Jika celah ini terlalu besar, maka akan memberikan efek pada koefisien perpindahan panas di cangkang, dan akan mempengaruhi perbedaan temperatur rata – rata diantara fluida. Tetapi untuk besar celah yang diijinkan tidak akan mempengaruhi hal tersebut. Ukuran besar celah ditunjukkan dalam tabel 3.

**Tabel 3.** Ukuran Celah

Nominal Shell I.D.	Design I.D. of Shell Minus Baffle O.D.
6-17	1/8
18-39	3/16
40-54	1/4
55-60	5/16
61-69	5/16
70-84	3/8
85-100	7/16

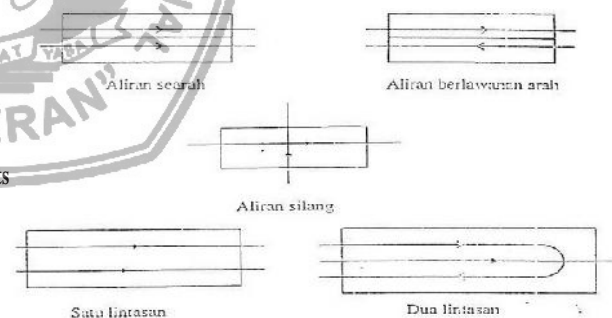


**Gambar 8.** Celah Sekat

**Jumlah lintasan aliran (*Number pass*)**

Jumlah lintasan aliran fluida pada alat penukar panas ada dua macam yaitu: (1) jumlah lintasan aliran yang melalui tabung (*tube pass*), di mana jumlah lintasan aliran ini berkisar antara 1 sampai dengan 6 pass, dan (2) jumlah lintasan aliran yang melalui cangkang.

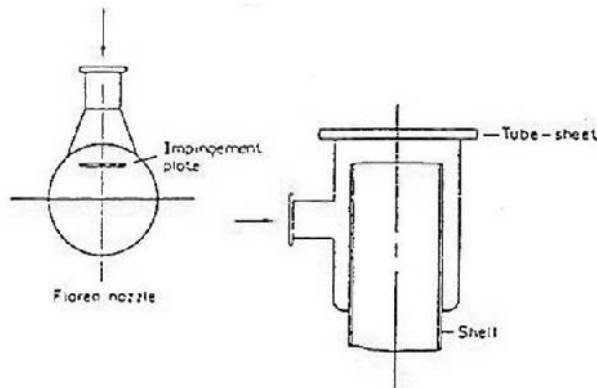
Semakin banyak lintasan aliran akan menimbulkan penurunan efisiensi pada alat penukar panas sebagai akibat dari pada alirannya. Dengan lintasan banyak diharapkan jumlah aliran kecil dengan tujuan mempertahankan kecepatan yang tinggi guna mencegah terjadinya pengotoran.



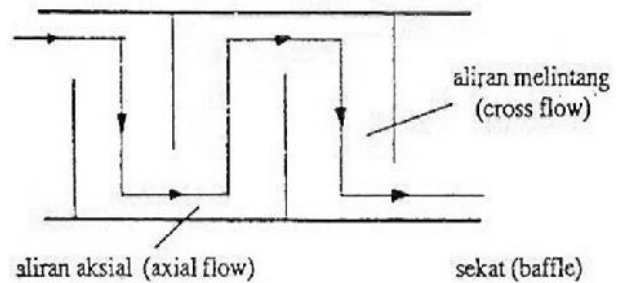
**Gambar 9.** Jumlah aliran

**Nosel (*nozzle*)**

Sebagai tempat aliran masuk fluida kedalam alat penukar panas dipasang nosel. Minimal diperlukan 4 buah nosel, yaitu 2 untuk fluida dalam tabung dan 2 untuk fluida luar tabung. Penempatan nosel dipengaruhi oleh jumlah aliran (*pass*).



Gambar 10. Nosel



Gambar 11. Idealisasi aliran di dalam cangkang

### Perhitungan sisi Cangkang dengan Metode Bell-Dellaware.

Pada penukar panas jenis Cangkang dan Tabung, perhitungan termohidraulika sisi tabung lebih mudah, karena konfigurasi aliran dalam tabung dapat dilihat sebagai aliran dalam satu tabung yang sama untuk seluruh tabung. Sehingga, untuk perhitungan koefisien perpindahan panas sisi tabung misalnya, dapat langsung dipergunakan korelasi yang sudah dikenal, yaitu *Dittus-Bolter*. Tidak demikian halnya dengan aliran sisi cangkang. Konfigurasi aliran merupakan campuran dari aliran sejajar dan menyilang. Di sisi lain, geometri susunan tabung, sekat dan adanya celah antara sekat dengan tabung maupun dengan cangkang memberikan pengaruh pada aspek termohidrauliknya. Salah satu metoda yang secara detil melakukan pendekatan kompleksitas aliran sisi cangkang ini adalah metode *Bell-Dellaware*.

Seperti diketahui bahwa ada dua macam aliran fluida dalam alat penukar panas, yaitu: (1) aliran fluida yang mengalir melalui tabung (*tube side*), di mana fluida tersebut berada di dalam tabung, dan (2) aliran fluida di dalam cangkang (*shell side*), di mana fluida berada di luar tabung atau di dalam cangkang.

Aliran fluida dalam tabung, akan mengalami tiga hal, yaitu: (1) kontraksi atau penyempitan aliran, yaitu pada saat fluida hendak masuk ke dalam tabung, (2) ekspansi atau penyebaran, yang dialami saat fluida ke luar dari tabung, dan (3) pembelokan arah aliran, di mana terjadi perubahan laluan (dari satu pass ke pass yang lain, atau berbalik arah pada tabung U). Sedangkan aliran fluida yang berada dalam cangkang, seperti pada Gambar 11, mengalami perubahan yaitu: (1) aliran aksial, aliran yang sejajar dengan berkas tabung, dan (2) aliran melintang (*cross flow*) yang menyeberangi berkas tabung, di antara sekat (*baffle*).

Dalam pendekatan Bell-Dellaware aliran cangkang dapat dibedakan menjadi empat aliran, yaitu aliran A,B,C dan E, seperti pada Gambar 12.

Aliran A atau *leakage through the tube-baffle clearance*, adalah aliran yang bocor akibat terdapat celah antara lubang sekat dengan tabung (antara diameter luar tabung dengan diameter lubang tabung pada sekat). Aliran B, merupakan aliran melintang yang sebenarnya (*actual cross flow stream through the tube bundle*). Aliran C, aliran *by-pass* yang terjadi antara cangkang dengan berkas tabung (*outside of the tube bundle*). Aliran E, aliran yang terjadi karena adanya ruang bebas antara cangkang dan sekat (*leakage through the baffle-shell clearance*). Aliran F (seperti pada Gambar 2.12b), aliran yang terjadi karena adanya celah pada pelat pemisah antara pass aliran (*pass partition plates*). Bocoran aliran F terjadi apabila alat penukar panas tersebut mempunyai aliran yang multipass. Di samping itu aliran F bisa juga terjadi jika terdapat kebocoran pada kanal. Bocornya kanal dapat disebabkan karena (1) kurang tepat posisi packing saat menyetel, (2) tidak rata permukaan berkas tabung akibat tegangan yang terjadi saat memasang tabung pada berkas tabung, dan (3) kurang rata permukaan kanal itu sendiri. Kebocoran aliran F ini mengarah tegak terhadap posisi berkas tabung, dan mengakibatkan penurunan tekanan fluida.

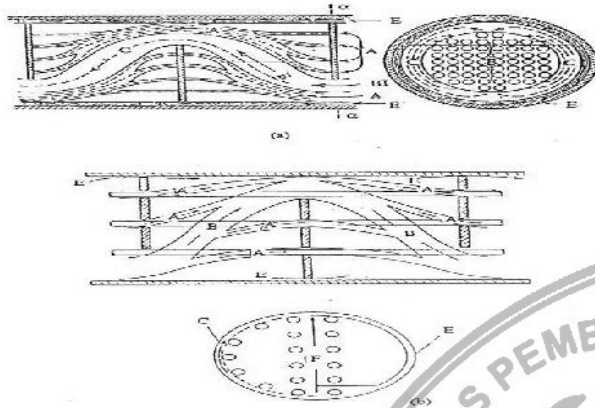
Jika dibandingkan antara alat penukar panas yang terjadi aliran *by-pass* dengan yang tidak terjadi *by-pass*, maka jenis pertama akan mengalami penurunan kecepatan aliran fluida. Akibatnya pada jenis ini koefisien perpindahan panas rata-rata menjadi rendah. Aliran C,E dan F merupakan aliran *by-pass* dari tabung, ini akan mengurangi luas permukaan panas efektif (*reduces the effective heat transfer area*).

Dengan adanya beberapa macam aliran tersebut perlu dipertimbangkan faktor koreksi aliran yang lain seperti aliran bocoran celah tabung penukar



panas, kemudian faktor aliran by-pass pada bagian luar antara berkas (*bundle*) dengan dinding cangkang dan faktor koreksi yang memberikan pengaruh dari jumlah baris tabung yang tegak lurus.

Secara umum faktor koreksi ini senilai lebih besar dari 0,4 untuk perencanaan yang baik, dan diharapkan lebih besar atau sama dengan 0,5 untuk mendapatkan disain yang memuaskan. Bila nilai koreksi tersebut kurang dari nilai tersebut maka perencanaan dapat dikatakan jelek. Faktor koreksi tersebut diatas akan mempengaruhi koefisien perpindahan panas pada cangkang.



**Gambar 12.** Aliran fluida dalam cangkang

## HASIL DAN PEMBAHASAN

Persyaratan disain

Jenis / Tipe alat penukar panas menurut standar TEMA : B E U

Posisi / Letak alat penukar panas : VERTIKAL

Berfungsi sebagai : Pendingin Air (*Cooling Water*)

Kapasitas : Ditentukan berdasarkan kondisi operasi yang ditetapkan 4 MW

Fluida : Air bebas mineral di sisi tabung dan cangkang

### Kondisi operasi

*Sisi tabung*

Temperatur (T) : (in) 344<sup>0</sup>C, (out) 290<sup>0</sup>C

Laju alir (m) : 11,8 kg/detik

Tekanan (p) : 150 bar

*Sisi Cangkang*

Temperatur (T) : (in) 37<sup>0</sup>C, (out) 55<sup>0</sup>C

Tekanan (p) : 5 bar

### Sifat – sifat termodinamika

Sifat termodinamika air di ambil dari temperatur rata-rata sisi masuk dan sisi keluar masing-masing.

$$T_{rata-rata} = \frac{T_{masuk} + T_{keluar}}{2}$$

*Sisi tabung*

Temperatur rata-rata (T) : 317<sup>0</sup>C

Kalor spesifik (cp) : 6066 J/kg K

Massa jenis (r) : 672,957 kg/m<sup>3</sup>

Konduktivitas termal (k) : 616,713 10<sup>-3</sup> W/Km

Kekentalan (m) : 103,733 10<sup>-3</sup> kg/detik m

Prandtl number (Pr) : 1,020

*Sisi cangkang*

Temperatur rata-rata (T) : 46<sup>0</sup>C

Kalor spesifik (cp) : 4183 J / kg K

Massa jenis (r) : 986,563 kg / m<sup>3</sup>

Konduktivitas termal (k) : 637,968 10<sup>-3</sup> W / K m

Kekentalan (m) : 601,82 10<sup>-6</sup> kg / detik m

Prandtl number (Pr) : 3,946

### Perhitungan Panas

Daya (kapasitas) pada sisi tabung ( 3-1a )

$$Q_t = m_t \cdot C_{p,t} \cdot \Delta T_t$$

$$= (11,8)(6066)(344 - 290) = \mathbf{3865 \text{ kW}}$$

Daya (kapasitas) pada sisi cangkang, karena  $Q_s = Q_t$  dengan mengasumsi tidak adanya panas yang hilang ( adiabatik ) maka digunakan persamaan

$$Q_s = m_s \cdot C_{ps} \cdot \Delta T_s$$

Sehingga,

$$m_s = \frac{Q_s}{C_{ps} \cdot \Delta T_s}$$

$$= \frac{3865 \cdot 10^3}{(4183)(55 - 37)} = \mathbf{51,33 \text{ kg / det}}$$

### Koefisien Perpindahan Panas Pada Sisi Tabung

Perhitungan bilangan Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$$

$$v = \frac{m_i}{\rho A}$$

$$A = \frac{n}{4} d_i^2$$

jadi  $[p] \frac{m_i}{\rho = \frac{n}{4} d_i^2} [d]$

$$Re = \frac{M i \cdot 4}{u \cdot n \cdot d}$$

dimana  $M_i = \frac{11,8}{47} = 0,251 \text{ kg/det}$

maka

$$Re = \frac{[0,251][4]}{[103,733 \cdot 10^{-6}][3,14159265359][6,56 \cdot 10^{-3}]}$$

$$Re = \frac{1,004}{5,397 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 186132,740$$

Dilanjutkan dengan menghitung koefisien perpindahan panas sisi tabung dengan persamaan Dittus dan Boolter

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} p_r^n$$

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k}$$

Untuk persamaan ini sifat-sifat ditentukan pada temperatur fluida rata-rata, dan nilai eksponen  $n$  adalah sebagai berikut: berdasarkan refrensi *J.P. Holman* hal 252

$n = 0,4$  Untuk pemanasan

$0,3$  Untuk pendinginan

$$\text{Jadi } Nu = [0,023] [186132,740]^{0,8} [1,020]^{0,3}$$

$$Nu = [0,023] [16438,350] [1,006]$$

$$Nu = 380,351$$

Nilai  $h_i$  adalah

$$h_i = \frac{Nu k}{d_i}$$

$$h_i = \frac{[380,351] [1616,713 \cdot 10^{-3}]}{[16,56 \cdot 10^{-3}]}$$

$$h_i = \frac{234,567}{16,56 \cdot 10^{-3}}$$

$$h_i = 14164,674 \text{ [ W /m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C ]}$$

#### Evaluasi Disain Mekanikal

Data disain mekanikal penukar panas cangkang dan tabung yang diteliti terlihat pada tabel 4

**Tabel 4.** Data Desain Mekanikal

ITEM	SIMBOL	NILAI	ITEM	SIMBOL	NILAI
1	$D_s$	322,8 mm	13a	$L_{bi}$	970mm
2	$D_t$	19,05 mm	13b	$L_{bo}$	970mm
3	$L_{tw}$	1,245 mm	14	CN	tidak ada
4	$D_{ti}$	16,56 mm	15	$N_u$	90 buah
5	$K_{tw}$	20 W/km	16	$N_{tp}$	2
6	$L_{tp}$	24,5 mm	17	$N_{ss}$	0
7	$\emptyset_{tp}$	$30^{\circ}$	18	CB	UTT
8	$L_{to}$	Tidak perlu	19	$L_{tb}$	0,4mm
9	$L_{ti}$	2590 mm	20	$L_{sb}$	2,9 mm
10	$L_{ta}$	2677,615 mm	21		31,75
11	$B_c$	42,078%			
12	$L_{bc}$	500 mm			
<b>TEMPERATUR</b>					
22	$T_{si}$	$37^{\circ}\text{C}$	24	$T_{ti}$	$344^{\circ}\text{C}$
23	$T_{so}$	$35^{\circ}\text{C}$	25	$T_{so}$	$290^{\circ}\text{C}$

Berdasarkan data tabel 4, dapat dilakukan evaluasi beberapa nilai kritis yang penting untuk mengetahui apakah disain yang ada telah memenuhi standar (dalam hal ini TEMA)

Jarak pusat tabung (item 6)

$$\frac{L_{tp}}{D_t} = \frac{24,5}{19,05} = 1,286 = 1,3$$

Jarak tabung  $L_{tp} = 24,5$  mm untuk diameter tabung 19,05 mm sesuai dengan yang direkomendasikan yaitu  $1,25 \leq L_{tp}/D_t \leq 1,5$  Sudut susunan tabung (item 7)

$\emptyset_{tp} = 30^{\circ}$ . Sesuai dengan rekomendasi standar karena tidak mensyaratkan pembersihan sisi luar tabung.

Potongan sekat (item 11)

$$B_c = 42,078 \%$$

Karena

$$\frac{L_{bc}}{D_s} = \frac{500}{323,8} = 1,544$$

Berdasarkan buku refrensi 1 harga BC sekitar 45% jadi pemilihan harga BC = 42% masih dapat diterima.

Jarak sekat (item 12)

$$L_{bc} = 500 \text{ mm}$$

Secara hidraulik jarak sekat ini terlalu besar karena jarak sekat maksimum ( $L_{bc}$  maks) direkomendasikan sama dengan diameter cangkang ( $D_s$ ). Namun dari aspek mekanik, yaitu untuk mencegah vibrasi berlebihan, jarak ini masih dapat diterima karena menurut rekomendasi jarak maksimum sekitar 200 mm.

Celah tabung dengan lubang sekat (Item 19)  $L_{tb} = 0,4$  Sesuai dengan rekomendasi (antara 0,4–0,8) sehingga dapat diterima.

Celah sekat dengan dinding cangkang (item 20)  $L_{sb} = 2,9$  Dapat diterima karena yang direkomendasikan sekitar 2,5 mm.

Celah berkas tabung dengan cangkang (item 21)  $L_{bb} = 31,75$  mm. Lebih besar dari yang direkomendasikan, yaitu sekitar 17 mm. Hal ini dapat mengakibatkan besarnya aliran by-pass.

#### Evaluasi Kinerja

##### Perhitungan Parameter Dasar

Menghitung aliran tegak lurus terhadap jarak sekat,

$$D_{ctl} = 323,8 - (31,75 + 19,05)$$



$$= 323,8 - 50,8$$

$$= 273 \text{ mm}$$

$$S_m = 500 \left[ 31,75 + \frac{273}{24,5} (24,5 - 19,05) \right]$$

$$= 500 [ 31,75 + 11,143 \cdot 5,45 ]$$

$$= (500) \cdot (92479)$$

$$= 46 \, 239,5 \text{ mm}^2$$

Menghitung temperatur rata-rata

$$T_{s,av} = \frac{1}{2} (37 + 55) \quad T_{t,av} = \frac{1}{2} (344 + 290)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 92 \quad = \frac{1}{2} \cdot 634$$

$$= 46^\circ\text{C} \quad = 317^\circ\text{C}$$

Mencari laju alir di sisi cangkang dan bilangan Reynolds number

$$\dot{m}_s = \frac{51,331}{46239,5} (10^6)$$

$$= 1110,09 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$\text{Re} = \frac{(19,05)(1110,09)}{(601,82 \cdot 10^{-3})}$$

$$= \frac{21147,215}{601,82 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 35138,771$$

Menghitung bilangan Prandtl

$$\text{Pr} = 3,946$$

Menghitung beda temperatur rata-rata logaritmik

$$\Delta T_1 = 344 - 55 \quad \Delta T_2 = 290 - 37$$

$$= 289^\circ\text{C} \quad = 253^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{289 - 253}{\ln \frac{289}{253}}$$

$$= \frac{36}{0,133}$$

$$= 270,677^\circ\text{C}$$

Sedangkan untuk menghitung faktor koreksi F, terlebih dahulu dihitung:

$$P = \frac{290 - 344}{37 - 344} = \frac{-54}{-307} = 0,176$$

$$R = \frac{37 - 55}{290 - 344} = \frac{-18}{-54} = 0,33$$

Sehingga nilai koreksi F didapat **F = 1,0**

Menghitung panjang efektif tabung U

$$D_{otl} = (323,8) - (31,75)$$

$$= 292,05 \text{ mm}$$

$$L_{ta} = 2590 + (0,3)(292,05)$$

$$= 2590 + 87,615$$

$$= 2677,615 \text{ mm}$$

Menghitung luas permukaan perpindahan panas

$$A_o = (3,14)(19,05)(2677,615)(94)(10^{-6})$$

$$= 15,056 \text{ m}^2$$

### Perhitungan Penunjang

Menghitung sudut sekat terhadap cangkang

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[ 1 - 2 \left( \frac{42,078}{100} \right) \right]$$

$$= 2 \cos^{-1} [ 1 - 2(0,421) ]$$

$$= 2 \cos^{-1} [ 0,158 ]$$

$$= 2 \cdot 80,909$$

$$= 161,8180$$

$$\theta_{cl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{323,8}{273} \left[ 1 - 2 \left( \frac{42,078}{100} \right) \right] \right\}$$

$$= 2 \cos^{-1} \{ 1,186,0,158 \}$$

$$= 2 \cos^{-1} \{ 0,187 \}$$

$$= 2 \cdot 79,222$$

$$= 158,4450$$

Menghitung luas penampang aliran jendela sekat

$$S_{wg} = \frac{3,14}{4} (323,8)^2 \left( \frac{161,818}{360} - \frac{\sin 161,818}{2 \cdot 3,14} \right)$$

$$= (0,785)(104846,44)(0,449 - 0,050)$$

$$= (82304,455)(0,399)$$

$$= 32839,478 \text{ mm}^2$$

$$F_w = \frac{158,445}{360} - \frac{\sin 158,445}{2 \cdot 3,14}$$

$$= 0,440 - 0,059$$

$$= 0,381$$

$$\text{Fc} = 1 - 2 \cdot 0,381$$

$$= 1 - 0,762$$

$$= 0,238$$

$$N_{tw} = (94)(0,381)$$

$$= 35,814$$

$$S_{wt} = 35,814 \left( \frac{3,14}{4} (19,05)^2 \right)$$

$$= (35,814)(0,785)(362,903)$$

$$= (35,814)(284,879)$$

$$= 10202,657 \text{ mm}^2$$

$$S_w = (32839,478) - (10202,657)$$

$$= 22636,821 \text{ mm}^2$$

Menghitung jumlah baris tabung terhadap aliran

tegak lurus

$$L_{pp} = 0,866 \cdot 24,5 \\ = \mathbf{21,217 \text{ mm}}$$

$$N_{tcc} = \frac{(323,8)}{(21,217)} \left[ 1 - 2 \left( \frac{42,078}{100} \right) \right] \\ = (15,261)(0,158) \\ = \mathbf{2,411}$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{21,217} \left[ (323,8) \left( \frac{42,078}{100} \right) - \frac{(323,8) - (273)}{2} \right] \\ = (0,038)[(136,320) - (25,4)] \\ = 0,038 \cdot 110,92 \\ = \mathbf{4,215}$$

Menghitung jumlah sekat

$$N_b = \frac{2590}{500} - 1 \\ = \mathbf{4,18}$$

Menghitung berkas tabung terhadap cangkang

$$S_b = 500[(323,8 - 292,05) + 0] \\ = 500[31,75 + 0] \\ = \mathbf{15875 \text{ mm}^2}$$

$$F_{sbp} = \frac{15875}{46239,5} \\ = 0,343$$

Menghitung kebocoran aliran di cangkang terhadap sekat

$$S_{sb} = 0,00436 \cdot (323,8) \cdot (2,9) \cdot (360 - 161,818) \\ = (4,094) \cdot (198,182) \\ = \mathbf{811,357}$$

Menghitung kebocoran aliran di tabung terhadap satu sekat

$$S_{tb} = \left\{ \frac{3,14}{4} [(19,05 + 0,4)^2 - 19,05^2] \right\} (94)(1 - 0,381) \\ = \{0,785[378,303 - 362,903]\} (94)(0,619) \\ = \{0,785 \cdot 15,4\} 58,186 \\ = 12,089 \cdot 58,186 \\ = \mathbf{703,411}$$

Perhitungan faktor koreksi

Menghitung faktor koreksi jendela sekat

$$F_c = 1 - 2(0,381) \\ = 1 - 0,762 \\ = \mathbf{0,238}$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot 0,238 \\ = 0,55 + 0,171 \\ = \mathbf{0,721}$$

Menghitung faktor koreksi

$$r_{lm} = \frac{811,357 + 703,411}{46239,5} = \frac{1514,768}{46239,5} \\ = \mathbf{0,033}$$

$$r_s = \frac{811,357}{811,357 + 703,411} = \frac{811,357}{1514,768} \\ = \mathbf{0,536}$$

$$J_l = 0,44(1 - 0,536) + [1 - 0,44(1 - 0,536)] \exp(-2,2 \cdot 0,033) \\ = 0,44 \cdot 0,464 + \{1 - 0,44 \cdot 0,464\} \exp -0,073 \\ = 0,204 + [1 - 0,204] 0,930 \\ = 0,204 + 0,796 \cdot 0,930 \\ = 0,204 + 0,740 \\ = \mathbf{0,944}$$

Menghitung faktor koreksi untuk aliran by-pass di berkas tabung terhadap perpindahan panas

$C_{bh} = 1,25$  untuk aliran turbulent

$N_{tcc} = 2,411$

$F_{sbp} = 0,343$

$R_{ss} = 0$

$$J_b = \exp \left[ -1,25 \cdot 0,343 \left( 1 - \sqrt[3]{2,0} \right) \right] \\ = \exp[-0,429 \cdot 1] \\ = \exp -0,429 \\ = 0,651$$

Menghitung faktor koreksi perpindahan panas untuk rugi temperatur tinggi dalam aliran laminar

$J_r = 1,0$  dikarenakan aliran turbulent  $Re_s > 100$

Menghitung faktor koreksi jarak sekat

$N = 0,6$  Untuk aliran turbulent

$N_b = 4,18$

$$L_i = \frac{970}{500} = 1,94$$

$$L_o = \frac{970}{500} = 1,94$$

maka  $L = 1,9$

$$J_s = \frac{(4,18 - 1) + (1,94)^{(1-0,6)} + (1,94)^{(1-0,6)}}{(4,18 - 1) + (1,94) + (1,94)} \\ = \frac{(3,18) + (1,94)^{0,4} + (1,94)^{0,4}}{(3,18) + (1,94) + (1,94)} \\ = \frac{(3,18) + (1,304) + (1,304)}{5,788} \\ = \frac{7,06}{5,788} \\ = \mathbf{0,820}$$

### Koefisien Perpindahan Panas ideal

Menghitung faktor Ji

Maka untuk mencari nilai  $a_1$  sampai  $a_4$  dapat diketahui bilangan Reynold pada sisi cangkang, maka

$$a_1 = 0,321$$

$$a_2 = -0,388$$

$$a_3 = 1,450$$

$$a_4 = 0,519$$

$$a = \frac{1,450}{1 + 0,4(35138,771)^{0,519}}$$

$$= \frac{1,450}{1 + 0,4(228,699)}$$

$$= \frac{1,450}{1 + 91,480}$$

$$= \frac{1,450}{92,480}$$

$$= 0,016$$

$$J_i = (0,321) \left( \frac{1,33}{24,5/19,05} \right)^{0,016} (35138,771)^{0,388}$$

$$= (0,321) \left( \frac{1,33}{1,286} \right)^{0,016} (0,017)$$

$$= (0,321)(1,034)^{0,016} (0,017)$$

$$= (0,321)(1,001)(0,017)$$

$$= 5,463 \cdot 10^{-3}$$

Menghitung perbandingan viskositas air di sisi cangkang berdasarkan persamaan 3-48 di dapat

$$\phi_s = \left( \frac{601,82 \cdot 10^{-6}}{182,3 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14}$$

$$= (3,301)^{0,14} = 1,182$$

Menghitung koefisien perpindahan panas di cangkang berdasarkan persamaan

$$h_o = h_{o,i} J_c J_l J_b J_r J_s$$

$$= h_{o,i} J_{total}$$

$$h_{o,i} = (5,463 \cdot 10^{-3})(4183)(1110,09)(3,946)^{-2/3}(1,182)$$

$$= (25367,476)(0,401)(1,182)$$

$$= (25367,476)(0,474)$$

$$= 12024,184 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$J_{total} = (0,721)(0,944)(0,651)(1)(0,820) = 0,363$$

$$h_o = (12024,184)(0,363)$$

$$= 4364,779$$

### Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh baik di sisi cangkang maupun di sisi tabung dari persamaan

$$\frac{A_o}{A_i} = \frac{(3,14)(19,05)}{(3,14)(19,05 - 2 \cdot 1,245)}$$

$$= \frac{(19,05)}{(19,05 - 2,49)}$$

$$= \frac{(19,05)}{(16,56)}$$

$$= 1,150$$

$$R_w = \frac{1,245}{20} \times 10^{-3}$$

$$= 0,062 \cdot 10^{-3}$$

$$= 6,2 \cdot 10^{-5}$$

$$= 0,00006 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$(\Sigma R)_o = \frac{1}{4364,779} + \frac{1}{14164,674} (1,150) + 0,00006$$

$$= 2,291 \cdot 10^{-4} + 7,060 \cdot 10^{-5} \cdot 1,150 + 0,00006$$

$$= 2,291 \cdot 10^{-4} + 8,119 \cdot 10^{-5} + 0,00006$$

$$= 3,703 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$U_o = \frac{1}{3,703 \cdot 10^{-4}}$$

$$= 2700,513 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

### Evaluasi kinerja

Pada evaluasi kinerja yang berdasarkan disain dilakukan dengan membandingkan kapasitas panas dari  $Q_{act}$  dengan kapasitas yang diinginkan  $Q_{req}$  berdasarkan persamaan 3-54 sampai 56 maka didapat

$$Q_{act} = (15,056)(2700,513)(270,677)(1)$$

$$= 11005435,498 \text{ W}$$

$$= 11005,435 \text{ kW}$$

$$Q_{req} = (51,33)(4183)(37 - 55)$$

$$= 214713,39 \cdot 18$$

$$= 3864841,02 \text{ W}$$

$$= 3864,841 \text{ kW}$$

$$A_{oreg} = \frac{3864841,02}{11005435,498} \times 15$$

$$= 0,351 \cdot 15$$

$$= 5,265 \text{ m}^2$$



## Pembahasan

Dari perhitungan diatas dapat diambil secara garis besarnya bahwa perhitungan tersebut terbagi menjadi dua bagian pokok yaitu: aspek mekanikal dan aspek termal. Aspek mekanikal, telah dilakukan perhitungan serta analisis disain berdasarkan standar yang berlaku. Dari data mekanikal dihitung nilai beberapa parameter disain terpenting untuk diketahui apakah disain mekanikal tersebut sesuai dengan standar atau tidak, bila tidak sesuai standar maka terdapat konsekwensinya. Hasil perhitungan mekanikal di atas dapat diketahui bahwa alat penukar panas tersebut sesuai dengan standar yang berlaku yaitu standar *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) dan buku *Heat Exchanger Design Handbook* (HEDH).

Namun demikian, terdapat satu parameter yang nilainya lebih besar dari harga batas standar, yaitu jarak sekat. Standar merekomendasikan jarak sekat maksimum sebesar harga diameter dalam cangkang. Sehingga dalam hal ini semestinya  $L_{bc} = D_s = 323,8$  mm, lebih kecil dari harga yang ada yaitu  $L_{bc} = 500$  mm. Jarak sekat yang terlalu besar tersebut dikhawatirkan mengakibatkan berkurangnya aliran silang dan berakibat berkurangnya harga koefisien perpindahan panas.

Sementara itu, dari perhitungan faktor koreksi tampak bahwa faktor koreksi  $J_b$  yang menunjukkan aliran by-pass di luar berkas tabung (aliran C pada model aliran Bell-Dellaware, lihat gambar 2.12) merupakan harga terkecil, yaitu 0,651. Hal ini menunjukkan bahwa aliran by-pass tersebut terlalu besar sehingga mengurangi efektifitas perpindahan panas. Berdasarkan harga faktor koreksi total  $J_{tot}$  yang diperoleh sebesar 0,363 dapat dikatakan disain mekanikalnya kurang bagus sebab direkomendasikan  $J_{tot} \geq 0,4$  (refrensi 1).

Sedangkan aspek termalnya, dititik beratkan pada evaluasi kinerja berdasarkan data disain mekanikal alat penukar panas tersebut. Hasil akhir evaluasi adalah untuk mengetahui apakah kapasitas panas yang terpasang ( $Q_{act}$ ) sesuai dengan kapasitas panas yang dikehendaki ( $Q_{req}$ ). Apabila sesuai, maka kinerja dari alat penukar panas tersebut baik. Pada prinsipnya, perlu dihitung harga koefisien perpindahan panas menyeluruh  $U_o$ , berdasarkan data operasi dan data disain mekanikalnya. Dengan dasar harga  $U_o$ , luas permukaan tabung dan beda temperatur yang ditetapkan, dihitung kapasitas pemindahan panas penukar panas terpasang dengan persamaan 3-53

$$Q_{act} = U_o A F \Delta T_{LM}$$

Hasil perhitungan menghasilkan  $Q_{act} = 11005,435$  kW. Kapasitas penukar panas ini jauh lebih besar dibanding dengan kapasitas operasi yang diinginkan, yaitu  $Q_{req} = 3864,841$  kW. Atau dengan kata lain, penukar panas ini telah *over designed*, sebesar

Indikasi adanya *over designed* ini sebenarnya telah diketahui pada saat uji coba penukar panas ini (refrensi 8). Walaupun tidak diketahui berapa besar *over designed* nya oleh karena itu, pada waktu itu dilakukan penyumbatan terhadap 22 tabung dengan maksud mengurangi kapasitas perpindahan panasnya. Hasilnya adalah penurunan kapasitas sebesar, hanya sekitar 10%. Meskipun demikian, perlu dicatat bahwa perhitungan kapasitas panas dalam studi ini dilakukan tanpa perhitungan penyumbatan yang dilakukan. Hal ini karena sulitnya aplikasi metode *Bell-Dellaware* untuk kasus tabung yang disumbat.

Tentang besarnya *over designed*, apabila dilihat dari harga  $U_o$ , hasil perhitungan menunjukkan harga yang wajar dalam rentang penukar panas air-air. Parameter lain yang dapat mengakibatkan kapasitas pemindahan panas yang besar adalah beda temperatur antara sisi primer dan sekunder. Dari perhitungan terlihat  $\Delta T_{LM} = 270,68$  °C Temperatur sisi sekunder dipertahankan rendah ( $T_{s,av} = 46$  °C) ditetapkan mengingat kemampuan alat menara pendingin udara yang terpasang di UUTR.

## SIMPULAN

Sebagian besar rancangan mekanikal telah memenuhi rekomendasi standar TEMA yang berlaku untuk penukar panas jenis Cangkang dan tabung

Rancangan termal penukar panas menunjukan *over designed* sebesar 2,85. hal ini ditunjukan dengan kapasitas terpasang  $Q_{act}$  sebesar 11005,435 kW dari kapasitas yang dikehendaki sebesar  $Q_{req} = 3864,841$  kW. Beda temperatur yang besar antara sisi primer dan sekunder merupakan parameter penentu yang terkecil dengan disain alat penukar panas lain yang terpasang pada sitem UUTR Perhitungan termal menunjukan bahwa sebenarnya efektivitas penukar panas ini sebetulnya masih rendah. Hal ini terlihat dari faktor koreksi  $J_{tot}$  sebesar 0,369 yang masih di bawah harga yang direkomendasikan yaitu  $\geq 0,4$

Evaluasi disain alat penukar panas jenis cangkang dan tabung ini menggunakan metode lainnya, seperti metode kern atau program komputer HTFS yang berguna untuk menverifikasikan hasil perhitungan.

## DAFTAR PUSTAKA

Anonim, 1983, *Heat Exchanger Design Handbook (HEDH)*, Hemisphere Publishing Corporation, 2nd,

....., 1988, *Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)*, 25 North Broadway Tarry Town, New York

....., 1982, *Properties of water and steam in SI-Units*, Springer-verlog Berlin Heidelberg New York, 3.

J.P Holman, 1991, *Perpindahan Kalor*, Penerbit Erlangga, kedua,

Tunggul Sitompul, 1993, *Alat Penukar Kalor*, PT. Raja Grafindo Persada, pertama.

M. Necati Ozisik, 1988, *Elements of heat transfer*, McGraw-Hill International Editions, pertama

Incopera, Dewitt, 1990, *Introduction to heat transfer*, John Wiley & Sons, Inc, 2nd Edition

Ismu H. dkk, 1993, Pengaruh pengurangan jumlah pipa pada Untai Uji Termohidraulika, Laporan teknis PPTKR, TA. 1992-1993, PPTKR-43/1993

